

Е.К. Посвятенко, проф., д-р техн. наук

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”

В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Н.І. Посвятенко, доц., канд. техн. наук

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”

В.В. Русских, канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Ремонт шестеренних насосів гідросистем дорожніх машин

В статті описано дослідження ресурсозберігальної технології ремонту шестеренних насосів шляхом контактного наварювання зносостійких композиційних порошкових матеріалів на вершини зубців з наступною термоциклічною обробкою. Доведена можливість ремонту шестеренних насосів під ремонтний розмір. Визначено склад порошкового матеріалу для відновлення шестерень та оптимальні режими контактної наварювання. Зносостійкість шестерень, відновлених контактним наварюванням перевершує зносостійкість серійних шестерень у 4 рази. Це служить основою збільшення ресурсу насосів, які відремонтовано за новою технологією.

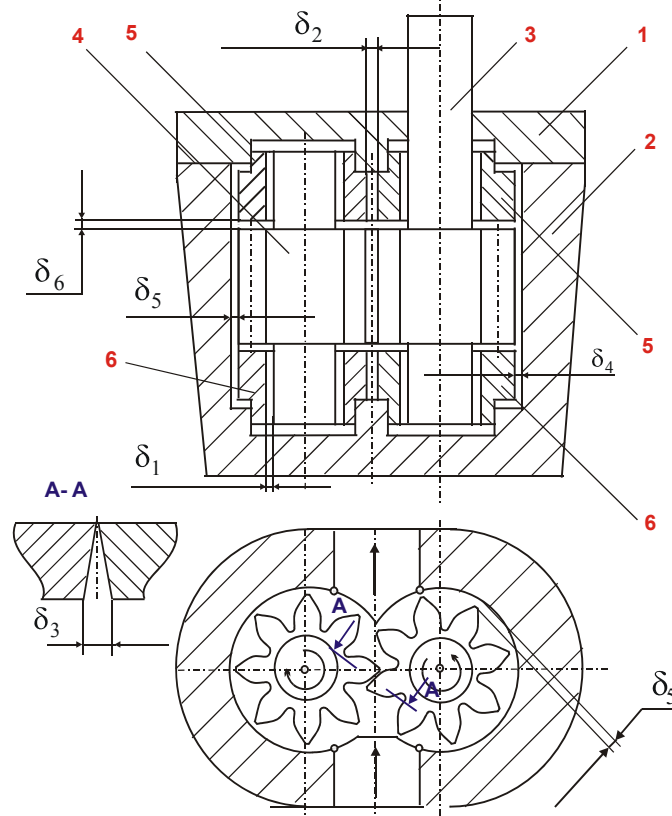
шестеренний насос, ремонт, відновлення, контактне наварювання, композиційні порошкові матеріали, термоциклічна обробка, ремонтний розмір

Гідропривід є одним з основних технічних засобів передачі енергії в бульдозерах, автогрейдерів, скреперах, екскаваторах, самохідних кранах, тягачах та інших будівельних і дорожніх машинах та обладнанні. Використання гідроприводу дозволяє значно підвищити їх ефективність знизити матеріаломісткість, підвищити продуктивність праці, легко здійснити механізацію і автоматизацію робіт, спростити передачу енергії на відстань в будь-якому напрямку в межах машини без застосування складних передавальних пристроїв, знизити зусилля на органах керування.

Найбільш поширеним джерелом енергії гідроприводу є шестеренний насос. Його переваги над іншими типами насосів (поршневими, пластинчастими, плунжерними та ін.) полягають у використанні в кінематиці гідромашини лише обертального руху та у відсутності безпосереднього контакту робочих органів (зубців шестерень) з корпусом. Це дозволяє суттєво знизити інтенсивність процесів тертя і, отже значно підвищити надійність насоса. У той же час сучасні шестеренні насоси здатні забезпечувати високий тиск в гідросистемі: машини третього покоління до 16 МПа, а четвертого – до 25 МПа при високій продуктивності.

Значна частина парку дорожніх машин України, які оснащено гідроприводом, ремонтується. Однак, як показує досвід експлуатації, надійність відремонтованих насосів значно поступається надійності нових. Пояснюється це відсутністю системної інформації щодо причин відмови цих гідромашин та стосовно вибору оптимальних методів відновлення їх зношених деталей і технології ремонту насоса в цілому. Ефективним напрямком усунення цих недоліків є поліпшення якості технічного обслуговування і ремонту шестеренних насосів, створення нових методів відновлення зношених деталей, що дозволить знизити витрати на ремонт і підвищити надійність відремонтованих насосів гідросистем будівельних і дорожніх машин. Отже, підвищення надійності і якості ремонту шестеренних насосів типу НШ є актуальною науковою і народногосподарською проблемою.

Аналіз літературних даних показує, що зношування деталей шестеренних насосів є основною причиною зниження його функціональних параметрів і ресурсу, з чим пов'язано 67...75 % відмов насосів [1]. Зношування деталей насоса викликає зміну первинної макро- і мікрогеометрії поверхонь та їх фізико-механічних властивостей [2], що призводить до порушення початкових посадок, виникнення перекошування деталей та зменшення початкової зони контакту в спряженнях. Наслідком цього є порушення герметичності нагнітальної порожнини і зростання внутрішніх втрат, величина яких визначає основні технічні характеристики насоса. Основні зазори в спряженнях деталей насоса, через які відбуваються внутрішні втрати робочої рідини представлені на рис. 1.



δ_1 – зазор в спряженні «цапфа - втулка»; δ_2 – зазор в спряженні стиків втулок;
 δ_3 – зазор в спряженні евольвентних профілів зубців шестерень; δ_4 – зазор в спряженні «корпус - втулка»;
 δ_5 – радіальний зазор в спряженні «корпус - шестерня»; δ_6 – торцевий зазор в спряженні «шестерня-втулка»

Рисунок 1 - Схема зазорів в основних спряженнях шестеренного насоса

Інтегральним показником, що визначає працездатність насоса, є коефіцієнт подачі η_v . Допустимим його значенням для насосів, що експлуатуються на транспортних засобах є рівень зниження η_v на 20%. (ГСТУ 3-25-180-97). Отже, для транспортних засобів допустимим значенням є коефіцієнт подачі $\eta_v = 0,80$, а за вибракувальний параметр беруть $\eta_v = 0,75$.

Зношування зубців шестерень по зовнішньому діаметру приводить до зростання радіального зазору та зменшення об'єму робочої камери насоса і в решті-решт, до втрати його працездатності. Таке зношування є причиною вибракування 35% шестерень [3]. У той же час зношування колодязів корпусу також приводить до зростання радіального зазору, в межах 0,19...0,25 мм при гранично допустимому – 0,17 мм, що викликає порушення первинних посадок деталей. В результаті коефіцієнт подачі насоса може зменшитись до 0,7.

В роботі [4] показана залежність коефіцієнта подачі насоса від величини радіального зазору у спряженні «корпус-шестерня», який змінювали шліфуванням шестерень по діаметру. Встановлено, що вже при радіальному зазорі 0,15 мм коефіцієнт

подачі насоса падає нижче 80%. Таким чином, на думку автора, радіальний зазор відіграє вирішальну роль у забезпеченні працездатності шестеренних насосів.

В роботі [5] показано, що збільшення зазорів по-різному позначається на коефіцієнті подачі. Зокрема, ця характеристика швидко падає при збільшенні радіальних зазорів в спряженнях «цапфа - втулка» – δ_1 і «корпус - шестерні» – δ_5 , а при збільшенні зазорів в спряженні «корпус - втулка» – δ_4 від 0,07 до 0,15 мм коефіцієнт подачі насоса навіть дещо зростає.

Окремі дослідники стверджують, що вплив радіального зазору в спряженні «шестерня-корпус» на втрати робочої рідини менший ніж в спряженнях «втулка - корпус» δ_4 і «шестерня-втулка» δ_6 .

В роботах Кулешкова Ю.В. та Черновола М.І. [6 та ін.] показано, що найбільш навантаженим є спряження шестерень насоса по евольвентному профілю. Із збільшенням зазору по лінії контакту зубців з 0,05 до 0,30 мм втрати через це спряження зростають з 0,258 до 55,6 дм³/хв. Частка втрат через спряження зубців шестерень по евольвентному профілю в окремих випадках може складати понад 80 % [7].

В реальних умовах експлуатації відбувається одночасна зміна зазорів у всіх спряженнях насосів, яка носить нерівномірний характер. Отже, і розподіл втрат буде визначатися, як початковим станом спряження, так і величиною зазорів в спряженнях на кожній стадії експлуатації насоса. Таким чином, існує нерівнозначність оцінок різними авторами внутрішніх втрат в насосі. Тому це питання потребує додаткових досліджень з урахуванням динаміки зміни зазорів у спряженнях насоса.

Отже, аналіз наведених вище та інших літературних джерел за профілем нашого дослідження показав, що зношування деталей насоса веде до зростання зазорів в його спряженнях, наслідком чого є зростання внутрішніх втрат робочої рідини, що призводить до зниження його основних технічних характеристик і навіть до виходу насоса з ладу. Проте в цих джерелах наведено різні, нерідко, протилежні дані і висновки стосовно виду, характеру і величини зношування шестерень насосів, що визначає потребу у проведенні спеціального дослідження.

Однак, попередніми нашими дослідженням [8] встановлено, що середнє зношування спряження «корпус-шестерня» у порожнині всмоктування складає 0,130...0,466 мм, а зношування в сполученні «цапфа-втулка» – 0,120...0,154 мм, тобто швидкість зношування спряження «корпус-шестерня» в 1,1...3,0 рази більша, ніж спряження «цапфа-втулка», що сприяє зростанню радіальних втрат. Це дозволило зробити висновок про те, що при ремонті шестеренних насосів типу НШ основну увагу слід приділити ремонту спряження «корпус-шестерня» як найбільш слабкої ланки цих гідромашин.

На основі аналізу джерел літератури запропоновано класифікацію способів ремонту насосів шляхом відновлення спряження «корпус-шестерня». Відповідно до цієї класифікації існуючі методи ремонту деталей насосів були розподілені на дві групи – під номінальний і ремонтний розміри. Встановлено, що одним з перспективних способів ремонту насосу є збільшення шестерень по зовнішньому діаметру до ремонтного розміру. Такий спосіб дає можливість відновити об'ємну подачу і коефіцієнт подачі насоса.

Також було запропоновано класифікацію способів ремонту зубців шестерень по зовнішньому діаметру (рис.2).

Шестерні насосів НШ мають складну розвинуту робочу поверхню, при створенні якої висуваються високі вимоги щодо точності і шорсткості. Це, а також незначне допустиме зношування шестерень обумовлюють необхідність ретельного підходу до вибору методу відновлення, яке найчастіше виконується шляхом усунення

слідів зношування робочих поверхонь звичайним шліфуванням під ремонтний розмір в межах товщини зміцненого шару [9]. Однак при цьому досить складною є технологія ремонту корпусу.

Зважаючи на високу твердість і незначне допустиме зношування робочих поверхонь шестерень були створені методи їх відновлення гальванічними покриттями (насталюванням і хромуванням) [10]. Проте електролітичне нарощування металів відзначається тривалістю і високою дефектністю технологічного процесу отримання покриттів на складних робочих поверхнях.



Рисунок 2 - Класифікація методів відновлення зубів шестерень насосів НШ по зовнішньому діаметру

На відміну від інших методів, ремонт шестерень пластичним деформуванням [11 та ін.] дозволяє здійснити комплексне відновлення усіх зношених поверхонь та забезпечує скорочення технологічного процесу. Довговічність відновлених пластичним деформуванням деталей на 15...25 % вища, ніж виготовлених методами різання. Однак метод вимагає повторного циклу термічної обробки шестерень і трудомісткої чистової механічної обробки.

Класичними дослідженнями М.М. Хрущова і М.А. Бабичева [12] доведено, що для успішної протидії абразивному зношуванню необхідно поверхням, що зношуються, надавати твердість, яка була б не меншою твердості абразивних частинок. Традиційні методи хіміко-термічної обробки не забезпечують підвищених вимог щодо зносостійкості поверхонь шестерень насосів, хоча зміцнення сталевих шестерень цементацією дозволяє досягти практично граничної твердості робочих поверхонь (HRC 58...62). Виходячи із сказаного, перспективним напрямком відновлення зношених шестерень слід вважати нанесення композиційних покриттів, що відзначаються високим рівнем зносостійкості, міцності, твердості та корозійної стійкості. При цьому бажано відмовитись від досить грубих газотермічних методів напилення, оскільки шестерні насосів та їх спряження є прецизійними деталями і парами. Із публікацій останнього часу та результатів окремих наших досліджень витікає, що надзвичайно перспективним напрямком вирішення проблеми підвищення довговічності швидкозношуваних деталей є нанесення зносостійких порошкових покриттів в режимі спікання і наварювання, заснований на принципах порошкової металургії та контактного зварювання [13–16].

В якості порошкових матеріалів згідно з цією технологією використовуються однокомпонентні порошки металів і легованих сплавів, а також порошкові суміші. В сумішах твердим зміцнюючим компонентом може служити одне або декілька сполук

типу карбідів, боридів, силіцидів, нітридів і окислів металокераміки і кераміки. Нанесення таких матеріалів при відновленні та зміцненні деталей, що працюють при абразивному зношуванні, методами контактного наварювання дозволяє підвищити зносостійкість поверхонь в кілька разів. При цьому при контактному наварюванні не погіршуються вихідні властивості матеріалу деталі і компонентів композиційного матеріалу, оскільки процес відбувається в твердій фазі.

На основі аналізу джерел літератури була сформульована мета дослідження, яка полягала у підвищенні довговічності шестеренних насосів при їх ремонті шляхом застосування ефективної ресурсозберігальної технології відновлення на основі контактної наварювання на зношені вершини зубців шестерень зносостійких композиційних порошкових матеріалів з одночасною термоциклічною обробкою.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні завдання дослідження:

- вивчалось зношування та технічний стан спрацьованих шестерень насосів;
- визначався склад зносостійких композиційних порошкових матеріалів для створення поверхневого шару при відновленні;
- встановлювались режими зміцнення шестерень, що забезпечували б достатню міцність зчеплення з основою і зносостійкість зубців;
- досліджувались фізико-механічні властивості покриттів;
- проводились випробування відремонтованих насосів;
- розроблялась ресурсозберігальна технологія на основі результатів досліджень.

Результати мікрометрування зношених поверхонь оброблялися методами математичної статистики.

Вибір порошкового матеріалу для контактної наварювання відбувався у два етапи. Критерієм вибору матеріалу матриці і наповнювача на першому етапі була твердість покриттів. На другому етапі виконано оптимізацію складу порошкового матеріалу за критеріями твердості кераміко-металевого покриття, міцності зчеплення та зносостійкості.

Для контактної наварювання порошку на вершини зубців шестерень була розроблена установка на базі машини для контактної точкового зварювання МТ-2527. Зовнішній вигляд установки та принципова схема пристрою для автоматизації процесу контактної наварювання представлені на рис. 3, а.

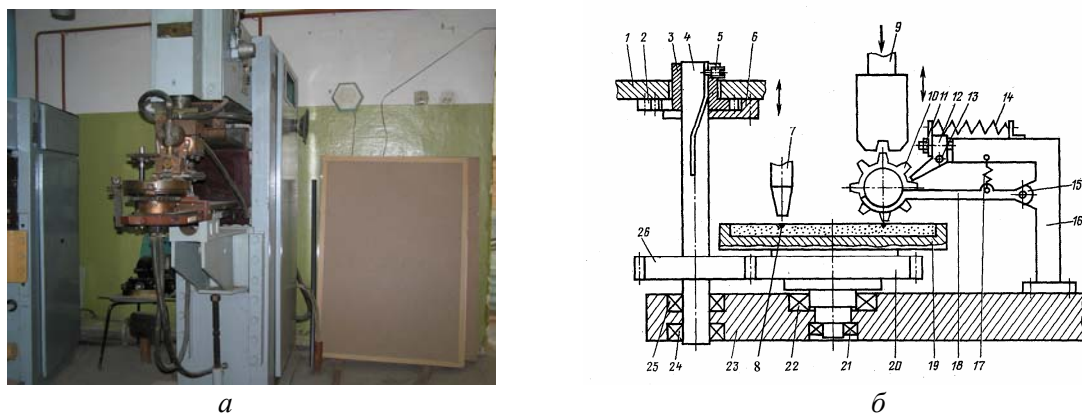


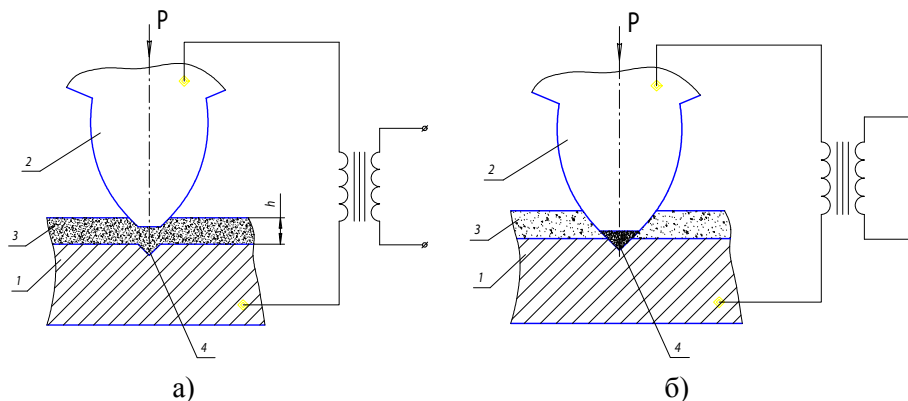
Рисунок 3 - Установка для контактної наварювання на зношені вершини зубців шестерень (а) та принципова схема пристрою для автоматизації процесу наварювання (б)

Пристрій (рис. 3, б) складається з опорної плити 23, верхнього 9 і нижнього електрода 19, механізму повертання нижнього електрода, підтримуючого пристрою і механізму повертання шестерні, що відновлюється. Нижній електрод виконаний у формі тарілки із спеціальними профільними заглибленнями 8 для формування близького до евольвентного

профілю зуба шестерні 10. Підтримуючий пристрій складається з тримача 18, пружини 17, осі 15 і кронштейна 16. Механізм повороту шестерні включає собачку 12, вісь 13, пружину 14 та регульовальний болт 11 з гайкою. Механізм провертання нижнього електроду складається з шестерень 20 і 26, валу 4, підшипників 21, 22, 24, 25, приводної пластини 1 та храпового колеса 3 з собачкою 2. На поверхні валу 4 виконана канавка з похилою ділянкою, по якій переміщується направляючий штифт 5. Храпове колесо встановлене вільно в приводній плиті і підтримується від випадання кришкою 6. Відновлювану шестерню 10 укладають цапфами на тримач 18. Електрод 9 при опусканні тисне на цапфи і притискає зуб шестерні до нижнього електроду 19. В результаті пресування порошок ущільнюється. При підніманні верхнього електроду пружина 17 піднімає тримач 18, повертаючи його відносно осі 15, закріпленої на кронштейні 16. Шестерня 10 відводиться від нижнього електроду. Один з її зубців, упираючись знизу в собачку 12, застопорену болтом 11, провертає шестерню 10 на тримачі 18. При опусканні шестерні, її зуб тисне на собачку 12 зверху. Собачка повертається навколо осі 13, під дією пружини 14 зіскакує із зуба та встановлюється над ним зверху. Шестерня повертається на один зуб. Далі цикл повторюється.

На рис. 4 а представлена схема контактного наварювання на зношені вершини зубців шестерень на стадії попереднього пресування (а) і заключній стадії (б).

Контактне наварювання порошку проводили так: після попереднього пресування пропускали перший імпульс струму при наступних параметрах наварювання: $I = 11 \dots 15$ кА, $t_{\text{имп}} = 0,2 \dots 0,5$ с, $P = 30 \dots 40$ МПа. Порошок, що наварюється, розігрівається до $0,90 \dots 0,95$ температури плавлення матриці, потім здійснювалася термоциклічна обробка подачею $3 \dots 7$ імпульсів струму однакової тривалості, що загасають по величині і забезпечують нагрівання покриття до температури на $50 \dots 100$ °С вище точки A_{c3} . Паузи між імпульсами дозволяють охолонути зоні наварювання порошку на $50 \dots 100$ °С нижче точки A_{r1} . Пропускання струму за такими режимами забезпечує подрібнення зерна матриці покриття і перехідної зони.



а – стадія попереднього пресування; б – заключна стадія:
1 – нижній електрод; 2 – шестерня; 3 – порошок; 4 – профілююча канавка

Рисунок 4 - Схема процесу контактної наварювання

За параметр оптимізації процесу було взято міцність зчеплення нанесеного покриття з основою на зрізання. Міцність зчеплення вивчалась на установці УИМ – 50М, яка обладнана вимірювальним пристроєм і самописцем. Випробування покриттів на відносну зносостійкість проводили на машині тертя Х4-Б, порівнюючи зі зносостійкістю еталонного зразка (цементована сталь 18ХГТ).

Дослідження структури наварених покриттів виконували на мікроскопі МИМ-8 і на електронному растровому мікроскопі-мікроаналізаторі BS фірми «TESLA» з енерго-дисперсійним аналізатором «Lins - 860», що дозволяє паралельно з растрово-електронним дослідженням робити локальні визначення хімічного складу окремих ділянок.

Мікротвердість структурних складових покриття визначали у відповідності з ГОСТ 9450–76 на автоматичному мікротвердомірі японської фірми «Shimadzu» (Японія).

Експериментальні дослідження працездатності насосів проводили на спеціально створеній установці на базі балансірного стенду ККД-6 (DS 1036-4/N), яка дає можливість визначити основні технічні характеристики шестеренного насоса: тиск, подачу, коефіцієнт подачі, механічний та загальний ККД.

Стендові ресурсні випробування проводилися на Кіровоградському ВАТ „Гідросила” по методиці прискорених ресурсних випробувань [17] на спеціальному стенді СИН-25.

Стенд обладнано дозатором для періодичного забруднення робочої рідини, мішалкою для запобігання осідання пилу в баку, пристроєм навантаження і вимірювальними приладами. Насоси випробовуються при циклічному навантаженні з частотою 600...700 циклів за годину і тривалості циклового навантаження 0,50...1,25 с. Температура робочої рідини – 50...70° С. В робочу рідину вносили кварцовий пил з питомою поверхнею 5600 см² /г згідно з ГОСТ 8002–74 у кількості 0,10% по масі. Коефіцієнт прискорення ресурсних випробувань для описаної методики складав $K_y = 200$. Для проведення випробувань було зібрано 9 насосів НШ–32У, укомплектованих відновленими шестернями, зубці яких було наварено порошками різного складу. На другому етапі випробували 5 насосів укомплектованих шестернями, відновленими наварюванням сумішшю оптимального складу і серійними шестернями. Швидкість наростання тиску в гідросистемі стенду була 350 МПа/с при навантаженні і 1000 МПа/с при розвантаженні. Частота обертання приводного валу – 40 с⁻¹.

Після ресурсних випробувань насоси були повторно випробувані на забезпечення ними об'ємної подачі і коефіцієнту подачі при тиску 16 МПа. Після розбирання насосів знову були проведені мікрометричні дослідження величини зношення деталей насоса.

Технічний ресурс встановлювали безпосереднім визначенням часу напрацювання шестеренного насоса на ресурсну відмову у наведеній нижче послідовності з урахуванням того, що відповідно до ГСТУ 3-25-180-97, граничному стану шестеренного насоса відповідає зниження коефіцієнта подачі у порівнянні з початковим на 20 %:

- визначали коефіцієнт подачі η_{v0} відремонтованого шестеренного насоса;
- проводили перший етап стендових ресурсних прискорених випробувань;
- визначали коефіцієнт подачі η_{v1} відремонтованого шестеренного насоса після першого етапу стендових випробувань;
- визначали швидкість зміни коефіцієнта подачі експериментального шестеренного насоса:

$$V_{\eta I} = \frac{\eta_{v0} - \eta_{vI}}{K_y \cdot t} = \frac{\Delta \eta_{vI}}{K_y \cdot t}, \quad (1)$$

де t – тривалість етапу стендових ресурсних прискорених випробувань, в наших дослідженнях $t = 6$ годин;

- порівнювали коефіцієнт подачі шестеренного насоса після першого етапу стендових випробувань з граничними, тобто з прийнятим $\eta_{vnp} = 0,80$

$$\eta_{vI} - \eta_{vnp} > 0, \quad (2)$$

при цьому, якщо нерівність (2) виконувалась, то проводили другий та наступні етапи стендових випробувань;

- визначали коефіцієнт подачі η_{vN} відремонтованого шестеренного насоса після проведення N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань;
- встановлювали швидкість зміни коефіцієнта подачі експериментального шестеренного насоса при проведенні N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань у відповідності з залежністю:

$$V_{\eta I} = \frac{\eta_{vN-1} - \eta_{vN}}{K \cdot t} = \frac{\Delta \eta_{vN}}{K \cdot t}; \quad (3)$$

– порівнювали отриманий коефіцієнт подачі шестеренного насоса після проведення N-го етапу стендових ресурсних прискорених випробувань з граничним.

Оцінку результатів прискорених стендових випробувань шестеренних насосів, проводили шляхом визначення середнього ресурсу напрацювання.

$$\bar{T}_n = \frac{\sum_{i=1}^n T_{ni}}{n}, \quad (4)$$

де T_{ni} - напрацювання i-го насоса на ресурсну відмову.

Щодо гама-процентного ресурсу $T_{R\gamma}$ як показника довговічності, то його визначали так:

$$T_{R\gamma} = T_z + (\alpha_\gamma - z) \cdot (T_{z+1} - T_z), \quad (5)$$

де α_γ при загальній кількості N достовірних об'єктів при стендових випробуваннях і регламентованій довірчій вірогідності γ (в наших дослідженнях $\gamma = 90\%$) визначається формулою:

$$\alpha_\gamma = N \left(1 - \frac{\gamma}{100} \right) + 0,5, \quad (6)$$

а z – найближчий до α_γ найменший і найбільший порядковий номер членів варіаційного ряду напрацювань на ресурсну відмову у порядку зростання і відповідні їм ресурси T_z і T_{z+1} :

$$z < \alpha_\gamma < z + 1. \quad (7)$$

Експлуатаційні випробування проводились на транспортних засобах. При цьому визначались об'ємна подача і коефіцієнт подачі насосів за допомогою приладу КИ–1097Б, дроселя-витратоміра ДР–70 та пристрою КИ6272. Виміряні величини коефіцієнта подачі порівнювали з допустимим значенням у відповідності з ГСТУ 3–25–180–97. Вимірювання проводилися при п'ятикратній повторюваності.

Дослідження показали, що основними дефектами шестерень насосів, які надходять в ремонт, є зношування цапф, вінця по ширині, зубців по зовнішньому діаметру і евольвенті (рис. 5), а також шліців.

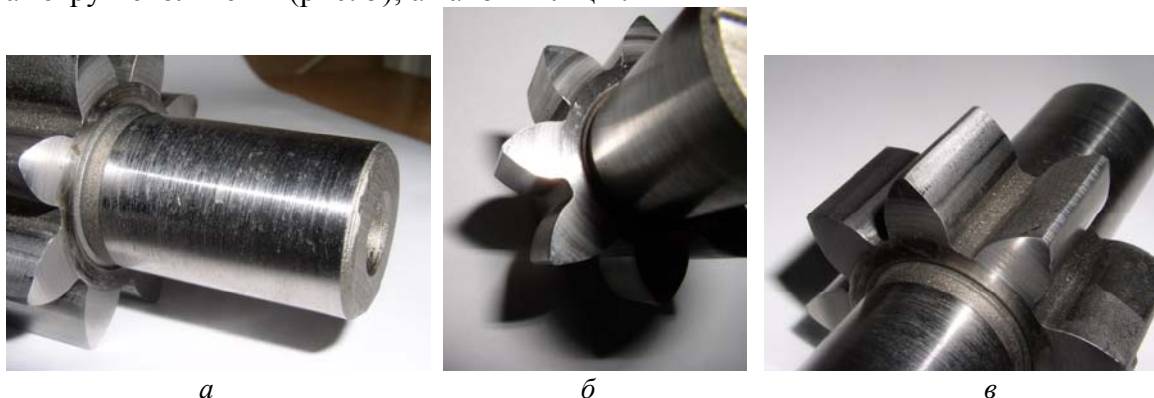


Рисунок 5 - Сліди зношування шестерень насоса на поверхнях цапф (а), торця (б), евольвенти та периферії зубців (в)

В поперечних перерізах цапфи зношуються рівномірно, а слабо виражена конусність із зменшенням діаметру в бік вінця шестерні пояснюється пружними деформаціями, а також відсутністю щільного контакту цапфи з втулкою по усій висоті. Зношування шестерень по зовнішньому діаметру (периферії зубців) носить рівномірний характер, причому його наслідком є зменшення висоти зубців і

збільшення їх товщини біля вершини. В результаті нерівномірного зношування шестерень по ширині вінця, край останніх скруглюються. Це призводить до збільшення втрат через зазори торців. Зношування шестерень по евольвентному профілю незначне, профіль зубців по ширині вінця зношується рівномірно, а по висоті найбільше зношуються ближчі до вершини і западин поверхні.

Що стосується виду зношування, то візуальне та інструментальне макро- та мікродослідження усіх спрацьованих поверхонь шестерень (див. рис. 5), а також корпусу і втулок насосів типу НШ свідчить про яскраво виражену абразивну природу цього процесу. За характером дії абразивних частинок на поверхні, що зношуються, є усі підстави ідентифікувати схему силової взаємодії абразиву з деталями насоса як механічний та гідроабразивний контакти, чи їх поєднання [18]. Про гідроабразивну природу зношування йшлося у наших попередніх публікаціях [19 та ін.]. Проте тепер постало питання про джерело виникнення абразивних частинок у гідросистемах сучасних машин, які оснащено ефективними засобами захисту від потрапляння абразиву у контакт: ущільненнями, фільтрами, відстійниками, магнітними уловлювачами тощо. Логічною відповіддю на це питання є припущення про те, що абразивні частинки генерує сам поверхневий шар сталей зубців шестерень, твердість якого після цементації та гартування сягає HRC 58–62. При цьому корпус та втулки насоса, які виготовляють з алюмінієвих або інших кольорових сплавів не можуть генерувати частинки, які зношували б поверхні сталей деталей. Отже, якщо висловлене вище припущення вірне, то логічною є також гіпотеза про переважно кавітаційне зношування на початку експлуатації нового чи відремонтованого шестеренного насоса. Відомо [18], що таке зношування відбувається в результаті багатоциклової дії на поверхню гідравлічних ударів, що виникають при миттєвому закритті мікропорожнин (бульбашок) поблизу поверхні деталі. Кавітаційні бульбашки утворюються у гідродинамічному потоці рідини внаслідок з'явлення у ній об'ємів з низьким тиском. Закриття бульбашки відбувається зі збільшенням зовнішнього тиску зі швидкістю звуку. Звільнена енергія акумулюється у поверхневих шарах деталі і витрачається на руйнування матеріалу шляхом викидання з поверхні мікрооб'ємів, які уже у вигляді абразивних частинок надходять у робочу рідину. На зношеній поверхні лопастей турбін, гребних валів, насосів та інших гідротехнічних пристроїв спостерігаються "віспинки", що характерні для кавітаційних процесів. Проте на зношених деталях шестеренних насосів, що надходять на ремонт, спостерігаються лише поздовжні подряпини, оскільки початкові кавітаційні "віспинки" зішліфовуються абразивними частинками, що знаходяться в робочій рідині. Таким чином, на нашу думку, зношування шестерень насосів має кавітаційно-гідроабразивну природу. Особливо це стосується зовнішніх поверхонь (периферії) зубців, яка у відповідності з кінематикою гідромашин типу НШ не повинна контактувати з поверхнями інших деталей.

У праці [18] відзначається, що високою зносостійкістю при кавітаційному зношуванні характеризуються аустенітні сталі, що добре зміцнюються холодною пластичною деформацією (наклепом). Проте реалізувати цю рекомендацію у насосах НШ, де застосовуються сталі шестерні, що зміцнені традиційною хіміко-термічною обробкою, неможливо. Ефективним шляхом боротьби з кавітаційно-гідроабразивним зношуванням є нанесення на робочі поверхні композиційних порошкових матеріалів, у яких м'яка в'язка матриця вміщує зносостійкі компоненти (карбіди, бори́ди, нітриди, оксиди).

Результатом дослідження технічного стану шестерень було визначення точкових і інтервальних характеристик зношування робочих поверхонь шестерень, а також законів розподілу зношувань.

Для первинної обробки даних використовували модуль Basic Statistics/Tables і модуль Nonparametric Statistics пакета програм STATISTICA. Подальша обробка даних про зношування шестерень насосів НШ-32У полягала у перевірці статистичних рядів на «випадаючі крапки» з використанням критерію Ірвіна. Аналіз систематизованих даних показав, що розподіл величини зношування елементів шестерень насоса НШ-32У істотно відрізняється від нормального закону. При цьому значення коефіцієнта варіації і відносної похибки одиничного вимірювання завищені, що викликане значним розсіюванням зношувань елементів шестерень, яке пов'язане з неоднаковим технічним станом насосів, що надходять у ремонт, через різні умови їх експлуатації.

Потім визначався теоретичний закон розподілу, який порівнювався з експериментальними даними по визначенню зношувань елементів шестерень насоса НШ-32У. За отриманими результатами була побудована графічна залежність для зношування зубців шестерень по зовнішньому діаметру, яка ілюструє отримані статистичні дані (рис. 6). Із графіку видно, що ця залежність відповідає теоретичному закону розподілу Вейбула. Розподіл зношування зміщено у бік менших його значень. Це пояснюється недостатнім ресурсом спряження «корпус-шестерня», зокрема швидким зношуванням вершин зубців шестерень.

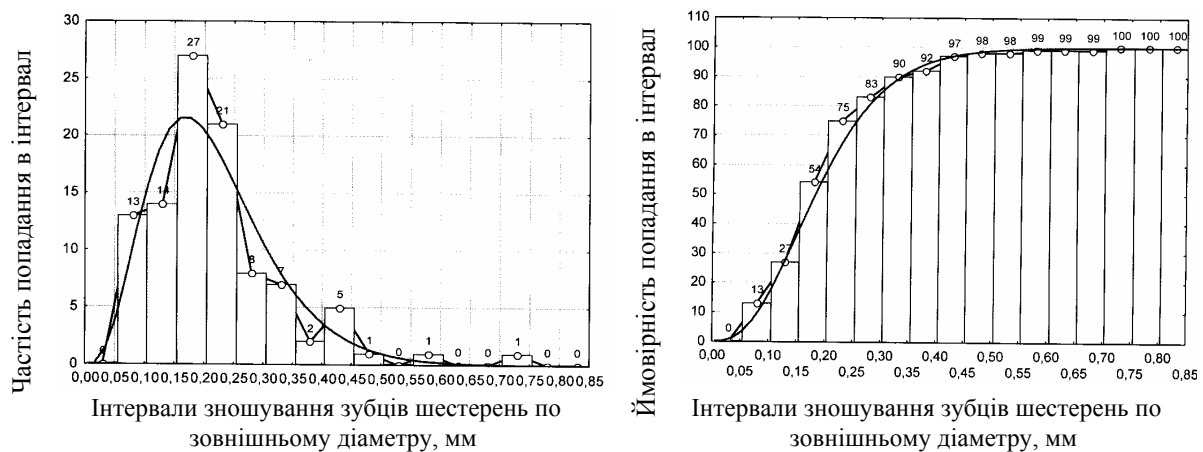


Рисунок 6 - Розподіл ймовірностей зношування зубців шестерень насоса НШ-32У по зовнішньому діаметру

У наступній частині дослідження отримано статистичні моделі зношених поверхонь у вигляді кореляційних взаємозв'язків величин спрацювання. Встановлено лінійний взаємозв'язок між зносом цапф по діаметру DZ і зносом вінця шестерні по ширині B і по зовнішньому діаметру зубців D :

$$B = 1,6001 \cdot DZ + 0,12115; \quad (8)$$

$$D = 0,53270 \cdot DZ + 0,18922. \quad (9)$$

Моделі у вигляді системи лінійних рівнянь регресії дають можливість з наперед заданою достовірністю α визначити зношування інших поверхонь шестерень за відомою величиною зношування.

Подальші дослідження стосувалися складу порошкового матеріалу для контактного наварювання на вершини шестерень кераміко-металевих покриттів. При визначенні складу шихти як матеріалу матриці було вибрано порошок ПГ-ФБХ-6-2, що пов'язано з наявністю у ньому бору, який сприяє зміцненню матриці за рахунок мікролегування, формування твердих вторинних карбідів, що утворюються в процесі

спікання і армують металеву матрицю, а також формування самостійних карбідів бору – B_4C .

В якості зміцнюючої фази використовували карбід хрому, плакований нікелем (КХНП-20). Такий наповнювач має високу твердість, зносостійкість і електропровідність та підвищує здатність порошкового матеріалу до пресування, а також сприяє хімічній активації процесу контактного наварювання. Для отримання гетерогенної структури навареного покриття до складу порошкового матеріалу додатково вводили як наповнювач карбід титану.

Для забезпечення оптимальної щільності порошкового покриття досліджували порошки різного фракційного складу. За результатами лабораторних випробувань встановлено, що найвищу відносну зносостійкість мають покриття з порошоків наступного складу: 50% ПГ-ФБХ-6-2 (фракція 30...40 мкм) + 40% КХНП-20 (фракція 50...60 мкм) + 10% TiC (фракція 10...20 мкм).

Математичне планування експериментальних досліджень процесу контактного наварювання дозволило отримати математичну модель для визначення оптимальних параметрів процесу, що забезпечує найвищу міцність зчеплення на зрізання навареного покриття:

$$\sigma = 71,6167 + 3,49167 \cdot I + 3,41833 \cdot P + 4,08333 \cdot t + 3,875 \cdot n + 1,375 \cdot I \cdot t - 0,076 P^2 + 0,725 \cdot P \cdot t - 108,75 t^2 + 7,75 \cdot t \cdot n - 1,0875 n^2. \quad (10)$$

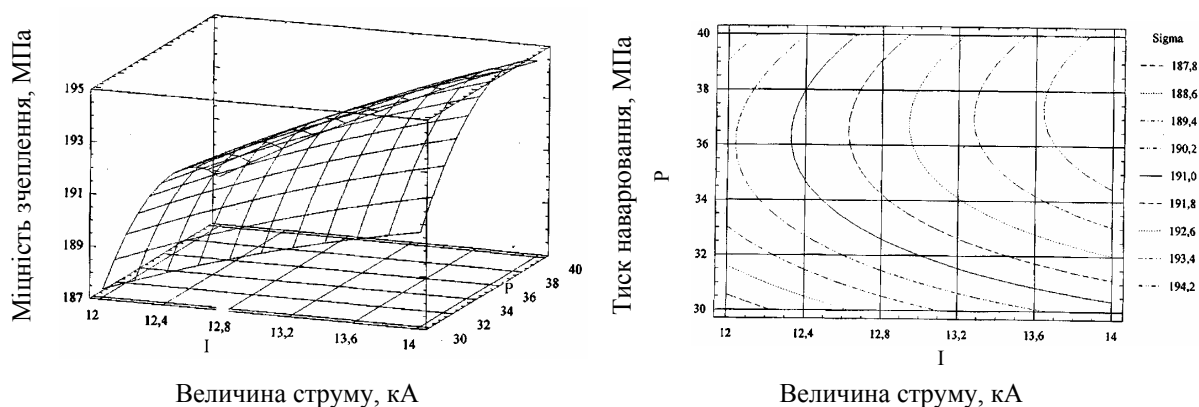


Рисунок 7 - Графік залежності міцності зчеплення покриттів від величини струму I і тиску наварювання P при $n = \text{const}$ і $t = \text{const}$, а також графік ліній рівних значень цієї ж залежності

Дослідження були спрямовані на оптимізацію режимів контактного наварювання. Встановлено, що максимальна міцність зчеплення нанесеного покриття з основою $\sigma = 209,5$ МПа досягається при величині струму – $I = 14$ кА, тиску пресування – $P = 37$ МПа, тривалості імпульсу $t = 0,4$ с і числу циклів – $n = 6$ (рис. 7.).

Мікроструктура відновленої шестерні в області перехідної зони є дрібногочастим мартенситом з рівномірним розподілом карбідів і незначною кількістю аустеніту, що відповідає технічним вимогам, які висуваються до цементованих сталей. Мікроструктура навареного зміцнюючого покриття наступна:

- матриця – високолегована хромом і бором дрібнодисперсна евтектика, яка складається з вторинних легованих карбідів і легovanого твердого розчину (середньозважена мікротвердість 10,48 ГПа);

- зміцнююча фаза – карбіди хрому і титану, що рівномірно розподілені в матриці і розділяються між собою прошарками металу матриці (рис. 8, 9).



Рисунок 8 - Мікроструктура навареного покриття, $\times 500$

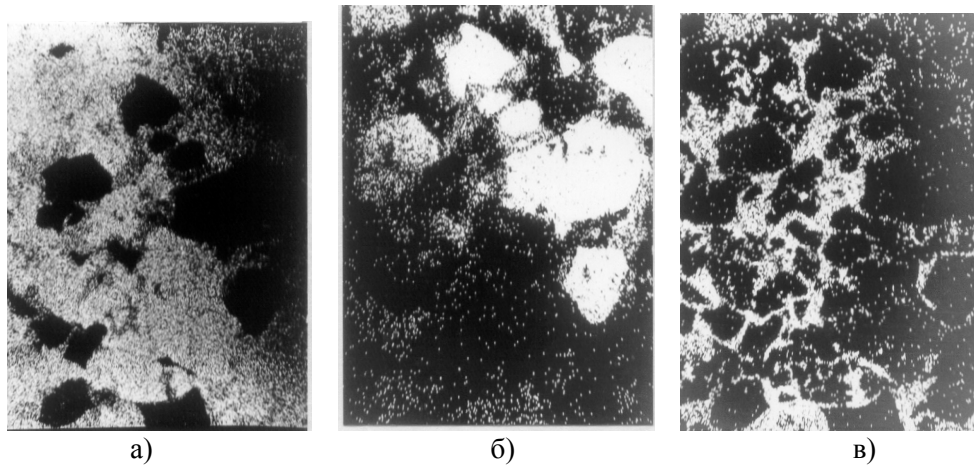


Рисунок 9 - Растрова мікроскопія – розподіл хімічних елементів у мікроструктурі навареного покриття $\times 400$: а – Fe; б – Cr; в – Ni

На рис. 10 подано результати дослідження мікротвердості покриття для різних марок матриці.

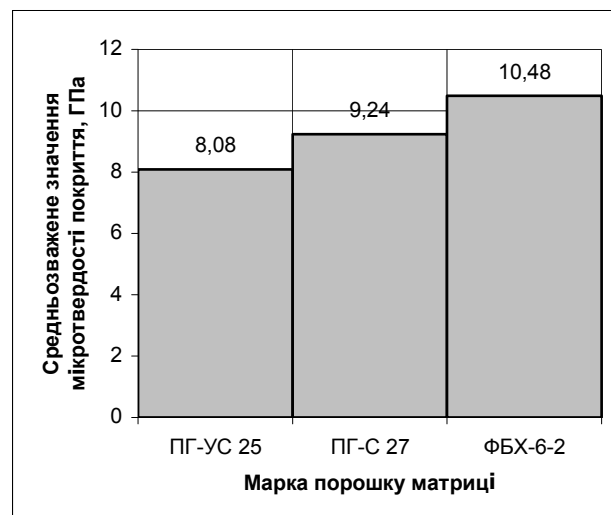


Рисунок 10 - Діаграма розподілу мікротвердості покриття

Прискорені ресурсні випробування показали, що шестерні, які відновлено контактним наварюванням порошоків складу 50% ФБХ–6–2+40% КХНП–20 + 10% TiC мають у 3,83 рази вищу зносостійкість ніж зносостійкість серійних цементованих шестерень. Зносостійкість корпусу при роботі у поєднанні з відновленими цим складом порошку шестернями в 1,4 рази вища, ніж при роботі з

серійними шестернями. В цілому ж зносостійкість радіального спряження насоса «корпус–шестерня» вища у 1,92 рази.

Підвищення зносостійкості радіального спряження є основою підвищення довговічності відремонтованих насосів. Ресурс насосів, відремонтованих за новою технологією і укомплектованих шестернями, які відновлено контактним наварюванням порошкових матеріалів під ремонтний розмір вказаного вище складу, складає 3927 ± 38 годин, що на 31% вище серійного.

При проведенні експлуатаційних випробувань було встановлено, що роботи при середньому напруженні 850 годин кожен з 16 відремонтованих насосів знаходився у справному стані, забезпечував тиск і подачу в межах відповідно до вимог ГСТУ 3–25–180–97.

За результатами досліджень була розроблена технологія ремонту шестеренних насосів шляхом відновлення і зміцнення шестерень під ремонтний розмір (рис. 11). Наведені категорії ремонтних розмірів елементів шестерень, виконання яких забезпечує номінальну об'ємну подачу насоса.

Економічна ефективність від впровадження нової технології ремонту складає 77 грн. на один насос:

- встановлено, що зношування зубців шестерень насосів НШ переважно має кавітаційно гідроабразивну природу, описується законом розподілу Вейбула, що пояснюється недостатнім ресурсом спряження «корпус–шестерня», зокрема швидким зношуванням вершин зубців;

- обґрунтовано принципові переваги ремонту шестерень насосів НШ під ремонтний розмір збільшенням зовнішнього діаметра зубців як найбільш «слабкої ланки» гідромашин; при цьому доведено, що контактне наварювання композиційних порошкових матеріалів є оптимальним методом відновлення вершин зубців;

- запропоновано спосіб контактного наварювання порошкового матеріалу на зношені вершини цементованих зубців з одночасною термоциклічною обробкою, що дозволяє отримати якісне композиційне покриття, вязка основа якого добре протидіє кавітаційним процесам, а наповнювач – абразивним; визначено склад кращого покриття: 50% ФБХ–6–2 (фракція 30–40 мкм) + 40% КХНП–20 (фракція 50–60 мкм) + 10% TiC (фракція 10–20 мкм);

- визначено оптимальні режими контактного наварювання: величина імпульсу струму 14 кА, тиск пресування порошку 37 МПа, тривалість імпульсу струму 0,4 с, число циклів при термоциклічній обробці 6, які забезпечують мікротвердість поверхневого шару 10,5 ГПа і міцність його зчеплення з основою 210 МПа;

- встановлено, що зносостійкість шестерень, відновлених контактним наварюванням порошку цього складу, перевершує зносостійкість серійних шестерень в 3,8 рази, а зносостійкість радіального спряження в 1,9 рази вища серійного, що стало основою збільшення гамма-процентного ресурсу відремонтованих насосів до 3927 годин, що на 31 % вище ресурсу серійних насосів;

- розроблено схему технологічного процесу ремонту насосів НШ з використанням методу контактного наварювання порошків з одночасною термоциклічною обробкою для збільшення зовнішнього діаметра зубців шестерень під ремонтний розмір;

- подальші наукові та виробничі дослідження будуть спрямовані на розвиток отриманих результатів, зокрема поглибленого вивчення зношування деталей шестеренних насосів, які відновлено контактним наварюванням зносостійких порошкових матеріалів, а також масштабних експлуатаційних випробувань.

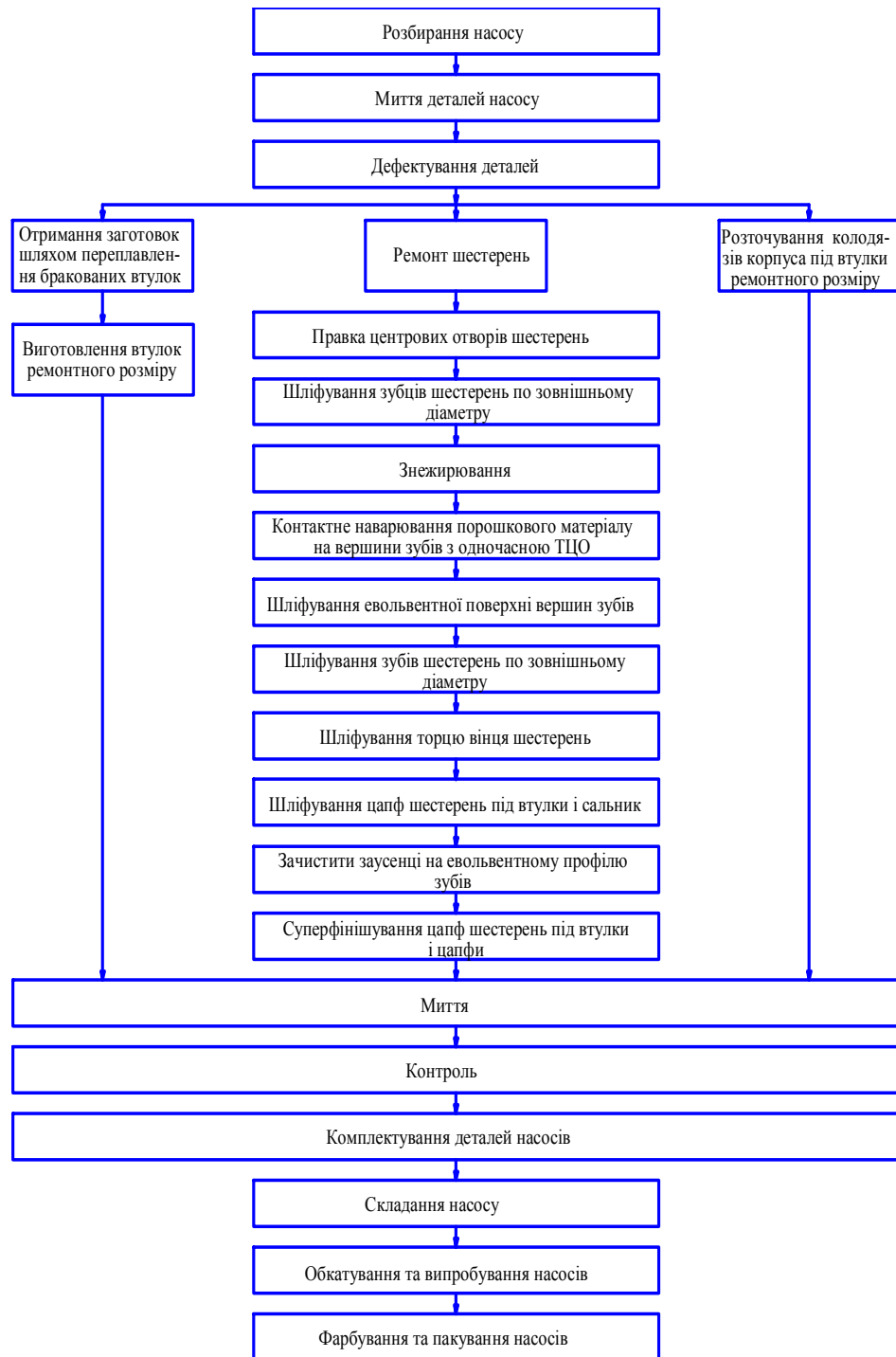


Рисунок 11 - Блок-схема ремонту насосів типу НШ-У

Список література

1. Тетюхин В.И. Фрейманис Ф.Ж. Янсон В.М. Эксплуатация и ремонт шестеренных, аксиально - поршневых и плунжерных насосов. – Л.: Стройиздат, Ленинградское отделение, 1974. – 184 с.
2. Додин Л.Г. Шестеренные насосы гидравлических навесных систем сельскохозяйственных тракторов. – М.: НИИИавтопром, 1987. – 48 с.
3. Кудрявцев П.Р. Ремонт шестеренных насосов гидроприводов сельскохозяйственной техники // Ремонт промышленных и сельскохозяйственных тракторов с использованием новых методов и средств: Тез. докл. Всесоюзной НТК. – Челябинск, 1981. – С. 251-259.
4. Пашин Ю.Д. Исследование некоторых технологических процессов восстановления деталей шестеренчатых насосов тракторных гидросистем. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Саратов, 1967. – 40 с.

5. Ибрагимов Р.А. Повышение работоспособности отремонтированных насосов гидросистем машин, эксплуатируемых в условиях хлопководства: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Янгиюль, 1984. – 19 с.
6. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей / За ред. Ю.В. Кулешкова. – Кіровоград, КДТУ, 2002. – 134 с.
7. Рыбкин К.А., Усов Л.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1960. – 256 с.
8. Кропивний В.М. Русских В.В. Кулешков Ю.В. Підвищення ефективності ремонту насосів НШ відновленням шестерень насосів під збільшений ремонтний розмір // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КІСМ, 1996. – Вип.24. – С. 80–88.
9. Черкун В.Е. Ремонт и долговечность тракторных гидравлических систем. – М.: Колос, 1972. – 256 с.
10. Кропивний В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В. Технология восстановления и упрочнения шестерен насосов НШ контактной наваркой износостойких композиционных порошковых материалов под увеличенный ремонтный размер // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук, 2005. – Вип. 6. – С. 131–135.
11. Козюменко В.Ф. Исследование условий работы шестеренных насосов в гидросистемах сельскохозяйственных тракторов с целью повышения их работоспособности: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Саратов, 1972. – 27 с.
12. Хрущев М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. – М.: Наука, 1970. – 252 с.
13. Дорожкин Н.Н., Абрамович Т.М., Жорник В.Н. Получение покрытия методом припекания. – Минск: Наука и техника, 1980. – 176 с.
14. Рыморов Е.В., Радомысльский И.Д. Электроимпульсное спекание под давлением сложнолегированных износостойких материалов // Порошковая металлургия. – 1974. – Вып. 7. – С. 84–87.
15. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник / И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д. Радомысльский и др. – К.: Наукова думка, 1985. – 624с.
16. Канарчук В.С., Посвятенко Е.К., Лопата Л.А. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів: сучасний стан і перспективи // Вісник Національного транспортного університету. – К.:НТУ. – 2000. – Вип.4. – С.3–14.
17. Кугель Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов. М.: Машиностроение, 1982. – 181 с.
18. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учеб. для техн. вузов / под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
19. Кропивний В.Н., Кулешков Ю.В., Русских В.В. Влияние износа деталей шестеренного насоса на его работоспособность // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – Вип. 33. – С.264–271.

В статье описаны исследования ресурсосберегающей технологии ремонта шестеренных насосов путем контактного наваривания износостойких композиционных порошковых материалов на вершины зубьев с последующей термоциклической обработкой. Доказана возможность ремонта шестеренных насосов под ремонтный размер. Определен состав порошкового материала для восстановления шестерен и оптимальные режимы контактной наварки. Износостойкость шестерен, восстановленных контактной наваркой превышает износостойкость серийных шестерен в 4 раза. Это служит основой увеличения ресурса насосов, которые отремонтированы по новой технологии.

In article are described the researches of life-saving repair technology of gear-type pumps using the contract welding-on of wear-resistant composed powdered materials on gear teeth point with consequent thermocyclical treatment. The possibility of gear-pumps repair on repair size is proved. The powdered material compound for gears reduction and the optimal conditions of contact welding-on are proved. The wear resistance of gears recovered lay contact welding-on exceeds the wear resistance of serial gears in 4 times. It serves as basis of enlargement of pumps resource with are repaired on new technology.